

CLIPPEDIMAGE= JP406024228A  
PAT-NO: JP406024228A  
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 06024228 A  
TITLE: HYDRAULIC DAMPER

PUBN-DATE: February 1, 1994

INVENTOR-INFORMATION:

NAME  
MAEDA, KOICHI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
TOKICO LTD	N/A

APPL-NO: JP04255838  
APPL-DATE: August 31, 1992

INT-CL (IPC): B60G017/015  
US-CL-CURRENT: 188/266.5

ABSTRACT:

PURPOSE: To provide a hydraulic damper of damping force adjustable type which has simultaneous selectivity for the damping force characteristics having different curves on the elongation side and contraction side.

CONSTITUTION: A piston 6 coupled with a piston rod 7 is fitted in a cylinder 2 in which oil is encapsulated and provided with the first and second communication paths 8, 9 and the third and fourth communication paths 12, 13 which are fitted with check valves 14, 15. A disc-shaped movable plate 16 having long holes 17, 18 is installed rotatably in the piston 6. The passage areas of the third and fourth communication paths 12, 13 are adjusted by rotating the movable plate 16 and changing the mating condition of the third and fourth paths 12, 13 with the long holes 17, 18. The check valves 14, 15 allow the oil in the cylinder 2 to flow in the fourth path 12 in the elongation stroke and to flow in the third path 13 in the contraction stroke, and thereby

the passage areas of the third and fourth paths 12, 13 are adjusted, which achieves selectivity for damping force characteristics of different curves on the elongation side and contraction side.

COPYRIGHT: (C)1994,JPO&Japio

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-24228

(43)公開日 平成6年(1994)2月1日

(51)Int.Cl.<sup>5</sup>

B 6 0 G 17/015

識別記号

庁内整理番号

8710-3D

F I

技術表示箇所

審査請求 有 発明の数 1 (全 7 頁)

(21)出願番号 特願平4-255838  
(62)分割の表示 特願昭59-197094の分割  
(22)出願日 昭和59年(1984)9月20日

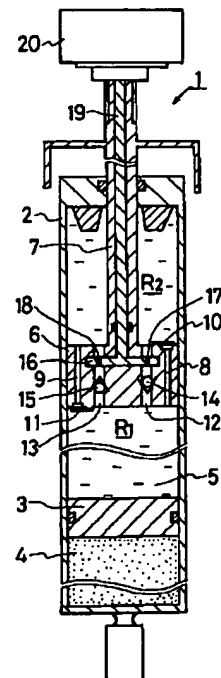
(71)出願人 000003056  
トキコ株式会社  
神奈川県川崎市川崎区富士見1丁目6番3号  
(72)発明者 前田 浩一  
神奈川県川崎市川崎区東田町9-5  
(74)代理人 弁理士 萆 経夫 (外2名)

(54)【発明の名称】 油圧緩衝器

(57)【要約】

【目的】 減衰力調整式油圧緩衝器において、伸び側と縮み側とで異なる種類の減衰力特性を同時に選択できるようにする。

【構成】 油液を封入したシリンダ2に、ピストンロッド7を連結したピストン6を嵌装する。ピストン6に、第1、第2の連通路8、9および第3、第4の連通路12、13を設け、第3、第4の連通路にチェック弁14、15を設ける。ピストン6内に、長孔17、18を有する円板状の可動板16を回動可能に設ける。可動板16を回動させて、第3、第4の連通路12、13と長孔17、18との整合を変化させることにより、第3、第4の連通路12、13の通路面積を調整する。チェック弁14、15により、シリンダ2内の油液は、伸び行程時には第4の連通路12を流れ、縮み行程時には第3の連通路13を流れるので、第3、第4の連通路12、13の通路面積を各々調整することにより、伸び側と縮み側とで異なる種類の減衰力特性を選択することができる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 油液が封入されたシリンダと、該シリンダ内に一端が挿入され他端が突出したピストンロッドと、該シリンダ内を2室に画成する油界面成部材と、該油界面成部材に設けられ前記シリンダ内の2室を連通し、前記ピストンロッドの移動により油液の流通が生じる2つの連通路と、該2つの連通路の各々に設けられ互いに異なる方向の油液の流通を許すチェック弁と、前記2つの連通路の通路面積を調整するシャッタ機構とを備えてなることを特徴とする油圧緩衝器。

【請求項2】 シャッタ機構は、2つの連通路の両方の通路面積を調整する1つのシャッタと、該シャッタをコントロールする1つのアクチュエータとからなる請求項1に記載の油圧緩衝器。

【請求項3】 シャッタ機構は、2つの連通路の一方の連通路の通路面積が大きいき他方の連通路の通路面積が小さくなり、一方の通路面積が小さいとき他方の通路面積が大きくなる請求項1または請求項2に記載の油圧緩衝器。

【請求項4】 連通路の通路面積を連続的に調整可能としたことを特徴とする請求項1ないし請求項3に記載の油圧緩衝器。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、自動車等の車両の懸架装置に装着される油圧緩衝器に関するものである。

【0002】

【従来の技術】自動車等の車両の懸架装置に装着される油圧緩衝器には、路面状況、走行状況等に応じて乗り心地や操縦安定性をよくするために減衰力特性を適宜調整できるようにした減衰力調整式油圧緩衝器がある。

【0003】従来、減衰力調整式油圧緩衝器としては、油液が封入されたシリンダ内に、ピストンロッドが連結されたピストンを摺動可能に嵌装し、ピストンロッドの一端をシリンダの外部まで延出させ、このピストンにより画成されるシリンダ内の2室をピストン部に設けた主油液通路およびバイパス通路で連通させ、さらに、バイパス通路の通路面積を切換えるシャッタ機構を設けた構成としたものが知られている。

【0004】この構成により、シャッタ機構を操作してバイパス通路の通路面積を切換えることによって減衰力特性（オリフィス特性）を調整することができる。

【0005】また、伸び側の減衰力と縮み側の減衰力を異ならせるために、バイパス通路中に常時連通するオリフィスを有するチェック弁を設けたものが実開昭58-92537号公報に示されている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来の減衰力調整式油圧緩衝器では、シリンダ内の油液はピストンロッドの伸び、縮み行程共に同一のバイパス通

路を流通するので、バイパス通路の通路面積を切換えることにより、伸び側、縮み側共に同様の減衰力特性に切換わることになる。よって、伸び側と縮み側とで異なる種類の減衰力特性を同時に選択することができない。

【0007】また、バイパス通路中にチェック弁を設けたものであっても、伸び側と縮み側とで異なる減衰力特性を得ることは可能であるが、油液が伸び、縮み行程共にバイパス通路中の同一のオリフィスを流通するので、チェック弁の閉じる側の減衰力特性を決めると、チェック弁の開く側の減衰力特性は常にチェック弁の閉じる側の減衰力特性より低い減衰力特性しか得ることができない。よって、伸び側の減衰力特性と縮み側の減衰力特性とを互いに影響することなく自由に設定することができない。

【0008】本発明は、上記の点に鑑みてなされたものであり、伸び側の減衰力特性と縮み側の減衰力特性とを互いに影響することなく自由に設定することができる減衰力調整式油圧緩衝器を提供することを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】本発明の油圧緩衝器は、上記の課題を解決するために、油液が封入されたシリンダと、該シリンダ内に一端が挿入され他端が突出したピストンロッドと、該シリンダ内を2室に画成する油界面成部材と、該油界面成部材に設けられ前記シリンダ内の2室を連通し、前記ピストンロッドの移動により油液の流通が生じる2つの連通路と、該2つの連通路の各々に設けられ互いに異なる方向の油液の流通を許すチェック弁と、前記2つの連通路の通路面積を調整するシャッタ機構とを備えてなることを特徴とする。

【0010】

【作用】この構成により、チェック弁によって2つの連通路は互いに異なる方向の油液の流通のみを許容するため、シリンダ内の油液は伸び行程時と縮み行程時とで異なる連通路を流通するので、シャッタ機構で各々の連通路の通路面積を調整することによって、伸び側と縮み側とで異なる種類の減衰力特性を同時に選択することができる。

【0011】

【実施例】以下、本発明の一実施例を図面に基づいて詳細に説明する。

【0012】図1および図2を用いて油圧緩衝器1について説明する。図1に示すように、シリンダ2内にはフリーピストン3が摺動可能に嵌挿されており、シリンダ2内はフリーピストン3によりガス室4と油室5の2室に画成されている。ガス室4には高压ガスが封入されており、油室5には油液が封入されている。

【0013】油室5には、油界面成部材としてのピストン6が摺動可能に嵌挿されており、油室5はピストン6により下室R<sub>1</sub>と上室R<sub>2</sub>とに画成されている。そのピストン6にはピストンロッド7が連結されており、このピス

トンロッド7は上室R<sub>2</sub>を通してシリンダ2外へ延出している。

【0014】ピストン6には、下室R<sub>1</sub>と上室R<sub>2</sub>とを連通する第1の連通路8と第2の連通路9とが設けられている。このピストン6の上部には、ピストンロッド7の短縮時に下室R<sub>1</sub>の圧力が高くなって下室R<sub>1</sub>と上室R<sub>2</sub>との圧力差がある値になると、第1の連通路8を開く常閉の第1の減衰弁10が取付けられ、他方、ピストン6の下部には、ピストンロッド7の伸長時に上室R<sub>2</sub>の圧力が高くなって下室R<sub>1</sub>と上室R<sub>2</sub>との圧力差がある値になると、第2の連通路9を開く常閉の第2の減衰弁11が取付けられている。

【0015】ピストン6には、ピストンロッド7の軸心を挟んで相対向する第3、第4の連通路12、13が形成されており、第3、第4の連通路12、13はそれぞれ上室R<sub>2</sub>と下室R<sub>1</sub>とを連通している。第3、第4の連通路12、13にはそれぞれチェック弁14、15が設けられており、チェック弁14は下室R<sub>1</sub>から上室R<sub>2</sub>への油液の流れのみを許容し、チェック弁15は上室R<sub>2</sub>から下室R<sub>1</sub>への油液の流れのみを許容する。

【0016】ピストン6内部には円板状の可動板16がピストンロッド7の軸心を中心として回動可能に保持されており、可動板16の板面は第3、第4の連通路12、13を横切っている。この可動板16には同心状に一对の長孔17、18が穿設されており、この一对の長孔17、18は相対向している。この各長孔17、18は可動板16の周回り方向に延びており、その一方の長孔17は、図2中、時計方向に向うに従ってその開口面積が大きくなり、他方の長孔18は、図2中、時計方向に向うに従ってその開口面積が小さくなっている。そして、可動板16は、第3、第4の連通路12、13の通路面積を調整するシャッタ機構を構成しており、可動板16をその軸心を中心として回動させることにより、長孔17、18が第3、第4の連通路12、13に臨んでその通路面積を連続的に変化させられるようになっている。このときの減衰力特性をば図3に示すようになる。

【0017】これを具体的に説明すれば、第3の連通路12に例えば長孔17のb<sub>1</sub>点を臨ませ、第4の連通路13に長孔18のb<sub>2</sub>点を臨ませた場合には、図3中、B<sub>1</sub>及びB<sub>2</sub>で示すような立上りの特性曲線を示し、第3の連通路12に長孔17のa<sub>1</sub>点を臨ませ、第4の連通路13に長孔18のa<sub>2</sub>点を臨ませた場合には、特性曲線B<sub>1</sub>よりも急激な立上りの特性曲線A<sub>1</sub>と、特性曲線B<sub>2</sub>よりも緩やかな立上りの特性曲線A<sub>2</sub>とを示し、第3の連通路12に長孔17のc<sub>1</sub>点を臨ませ、第4の連通路13に長孔18のc<sub>2</sub>点を臨ませた場合には、特性曲線B<sub>1</sub>よりも緩やかな立上りの特性曲線C<sub>1</sub>と、特性曲線B<sub>2</sub>よりも急激な立上りの特性曲線C<sub>2</sub>とを示すことになる。そして、この初期の立上りの各減衰力が所定値以上になると、第1、第2の減衰弁10、11が開弁し、油圧緩衝器1は所定の各減衰力を示す。この第

1、第2の減衰弁10、11の開弁時点は、それぞれ各特性曲線が折曲する点P<sub>1</sub>、P<sub>2</sub>に相当する。

【0018】可動板16には、その軸心において操作ロッド19が連結されており、この操作ロッド19は回動可能にピストンロッド7をその軸心方向に貫通している。操作ロッド19にはアクチュエータ20が連結されており、このアクチュエータ20により操作ロッド19はその軸心を中心として適宜回動可能となっている。

【0019】以上の構成により、アクチュエータ20で操作ロッド19を操作して可動板16を回動させ、第3の連通路12に長孔17のb<sub>1</sub>点を臨ませ、第4の連通路13に長孔18のb<sub>2</sub>点を臨ませると、伸び側、縮み側共に中程度の減衰力（特性曲線B<sub>1</sub>、B<sub>2</sub>参照）を発生するミディアム特性となり、第3の連通路12に長孔17のa<sub>1</sub>点を臨ませ、第4の連通路13に長孔18のa<sub>2</sub>点を臨ませると、伸び側は小さな減衰力（特性曲線A<sub>2</sub>参照）を発生するソフト特性、縮み側は大きな減衰力（特性曲線A<sub>1</sub>参照）を発生するハード特性となり、また、第3の連通路12に長孔17のc<sub>1</sub>点を臨ませ、第4の連通路13に長孔18のc<sub>2</sub>点を臨ませると、伸び側は大きな減衰力（特性曲線C<sub>2</sub>参照）発生するハード特性、縮み側は小さな減衰力（特性曲線C<sub>1</sub>参照）を発生するソフト特性となる。

【0020】このように、第3の連通路12と第4の連通路13の通路面積を各々調整することによって、伸び側がソフト特性で縮み側がハード特性、伸び側がハード特性で縮み側がソフト特性といったように伸び側と縮み側とで異なる種類の減衰力特性を同時に選択することができる。

【0021】なお、本実施例の長孔17、18に代えて、可動板16に第3、第4の連通路12、13に臨むことができる開口面積の異なる複数のオリフィスを設け、このオリフィスを選択することにより減衰力特性を切換えるようにしてもよい。

【0022】次に、この油圧緩衝器1を用いた懸架装置の一例について説明する。

【0023】図4～図10において、21は車両で、この車両21の車体22と車軸23とは懸架装置24を介して連結されており、車軸23には車輪25が連結されている。懸架装置24は各車輪25毎に設けられており、図1はその懸架装置24の一つを示している。

【0024】懸架装置24は、スプリングとしてのコイルスプリング26と、緩衝器としての油圧緩衝器1と、検出手段としての変位センサ27と、から概略構成されている。コイルスプリング26は、その一端側内側が車軸23に設けられたラバークッション28に嵌合保持されており、コイルスプリング26の他端側内側は、ラバークッション28に対向する車体22側に設けられたクッション受け29に嵌合保持されている。

【0025】変位センサ27は車体22と車軸23との間に介装されており、この変位センサ27は基準状態における車

体22と車軸23との間隔、すなわち、基準長Lに対する車軸23との間隔の伸縮方向変位を検出する。基準長Lは、車両21を平地に静置したときの、車体22と車軸23との間隔としてもよいし、車両21を、所定の路面において所定時間、走行させ、そのときの、車体22と車軸23との間隔の平均値としてもよい。

【0026】各懸架装置24における各変位センサ27a, 27b, 27c, 27dと各懸架装置24の各油圧緩衝器1における各アクチュエータ20a, 20b, 20c, 20dとは、図5に示すように制御回路30を介して接続されている。制御回路30は各変位センサ27a~27dからの検出信号に基づき、対応する各アクチュエータ20a~20dを制御する機能を有する。すなわち、制御回路30は変位センサ27(以下、各変位センサの一つと、その変位センサと対応するアクチュエータについて説明する。)からの検出信号に基づき、コイルスプリング26のばね力 $F_s$ を、その大きさと方向について算出すると共に、基準長Lに対する車体22と車軸23との間隔の時間的伸縮変化、すなわちサスペンション速度(ピストン速度)を算出し、次いで、このサスペンション速度により次式に基づき、油圧緩衝器1の減衰力 $F_a$ を算出する。

$$F_a = K \times \text{重力加速度} \times \text{ピストン速度} \quad (\text{Kg} \cdot \text{m} / \text{sec}^2)$$

K=係数

【0027】そして、制御回路30は、ばね力 $F_s$ の作用方向と減衰力 $F_a$ の作用方向とを比較する。ここで、ばね力 $F_s$ の作用方向は、基準長Lよりもコイルスプリング26の軸心方向長さが短いときには、該コイルスプリング26の伸びる方向となり、基準長Lよりもコイルスプリング26の軸心方向長さが長いときには、該コイルスプリング26の縮む方向となる。また、減衰力 $F_a$ の作用方向は、ピストンロッド16の伸長時にはピストンロッド16の短縮方向となり、ピストンロッド16の短縮時にはピストンロッド16の伸長方向となる。

【0028】制御回路30がばね力 $F_s$ の作用方向と減衰力 $F_a$ の作用方向とを比較して両者が同一であると判断した場合には、該制御回路30はアクチュエータ20を作動させて可動板16を回動させ、減衰力 $F_a$ を生じないように所定の長孔17若しくは18の所定位置を第3の連通路12若しくは第4の連通路13に臨ませる。制御回路30がばね力 $F_s$ の作用方向と減衰力 $F_a$ の作用方向とを比較して両者が相反すると判断した場合には、該制御回路30はアクチュエータ20を作動させて可動板16を回動させ、減衰力 $F_a$ の大きさをばね力 $F_s$ の大きさに等しくするように所定の長孔17若しくは18の所定位置を第3の連通路12若しくは第4の連通路13に臨ませる。この詳細は後述する。

【0029】次に、図6に示すように車両21が路面31上の凸部31aを走行する場合を例にとって上記構成の作用について説明する。

【0030】計算にあたっては図7に示すように懸架装置24をモデル化することにより行ない、このモデルにお

いて、

車体質量 $M = 300\text{Kg}$

コイルスプリング26のばね定数

$$k = 1207 \times \text{重力加速度} \quad (\text{Kg} / \text{sec}^2 \cdot \text{m})$$

とし、油圧緩衝器については減衰力 $F_a$ が次の式で求められる3つのタイプを用いた。

$$(a) F_a = K_a \times \text{重力加速度} \times \text{ピストン速度} \quad (\text{Kg} / \text{sec}^2)$$

$$K_a = -20$$

$$(b) F_a = K_b \times \text{重力加速度} \times \text{ピストン速度} \quad (\text{Kg} / \text{sec}^2)$$

$$K_b = -200$$

$$(c) F_a = K_c \times \text{重力加速度} \times \text{ピストン速度} \quad (\text{Kg} / \text{sec}^2)$$

$$K_c = -20 \sim -300$$

(a)は、減衰力 $F_a$ がほとんど零の場合であり、(b)は、従来の懸架装置の場合であり、(c)は、本発明に係る懸架装置の場合であって減衰力 $F_a$ のとり得る範囲を示している。

【0031】そして、車体22の上下加速度 $\alpha$ は上記関係に基づいて次の式により求める。

$$\alpha = (F_a + F_s) / M$$

この結果については上記油圧緩衝器のタイプ(a), (b), (c)毎に図8, 図9, 図10に示す。

【0032】以下、各図における4つの区間A, B, C, Dに基づいて説明する。

【0033】(I)区間Aについて

車両21が路面31の凸部31aに乗り上げると、コイルスプリング26も油圧緩衝器1も縮められることになり、図9においてはコイルスプリング26にばね力 $F_s$ が生じ、油圧緩衝器1には減衰力 $F_a$ が発生する。このとき、ばね力 $F_s$ も減衰力 $F_a$ も図7中、上方に、向って作用するため、その総和に基づいて車体22の上下加速度 $\alpha$ が求められることになり、図9における車体22の上下加速度 $\alpha$ は図8における車体22の上下加速度 $\alpha$ よりも大きくなる。

【0034】一方、図10においては、コイルスプリング26と油圧緩衝器1のピストンロッド7が縮み始めると、第3の連通路12に長孔17のc1点が臨み、第4の連通路13には長孔27のc2点が臨む。このため、油圧緩衝器1においては、ピストンロッド7の短縮時に極めて減衰力 $F_a$ が小さくなり(図3中、C1)、車体22の変動はほとんどばね力 $F_s$ によって支配される。そのため、車体22の上下加速度 $\alpha$ はばね力 $F_s$ に基づいて定まることになり、その値は図8の場合と略等しくなる。

【0035】(II)区間Bについて

車両21が区間Aと区間Bとの境界に至ると、車体22と車軸23との間隔が復元し始めることになり、コイルスプリング26も油圧緩衝器1のピストンロッド7も伸ばされることになる。このとき、コイルスプリング26が基準長Lよりも短くなっていることから、そのばね力 $F_s$ は、図

7

中、上方に向かって作用しており、油圧緩衝器1においてはピストンロッド7が伸張するに伴いその減衰力 $F_a$ は、図中、下方に向かって作用することになる。このように、ばね力 $F_s$ と減衰力 $F_a$ の方向が相反することから、図9、図10の場合においてはばね力 $F_s$ と減衰力 $F_a$ とは互いに打ち消し合おうとする。

【0036】しかし、図9の場合には、ばね力 $F_s$ を完全に打ち消す目的をもって減衰力 $F_a$ が設定されていないため、ばね力 $F_s$ と減衰力 $F_a$ との総和は大きくなり、車体22の上下加速度 $\alpha$ はだいに大きくなる。

【0037】これに対して、図10の場合には、すでに区間Aのときにおいて、第4の連通路13に長孔18の $c_2$ 点が臨んでおり、このときのピストンロッド7の伸張時には減衰力 $F_a$ は極めて大きくなる（図3中、 $c_2$ ）。この減衰力 $F_a$ は区間Bにおけるばね力 $F_s$ に略等しくなるように調整され、減衰力 $F_a$ をばね力 $F_s$ に等しくするためにばね力 $F_s$ の変化に対応して可動板16は、図2中、時計方向に若干回転する。このため、ばね力 $F_s$ と減衰力 $F_a$ との総和は、それぞれの方向が相反することから略完全に打ち消し合い、車体22の上下加速度 $\alpha$ は略零になる。

【0038】(III) 区間Cについて

区間Bと区間Cとの境界においては、車体22と車軸23との間隔が基準長しとなるが、区間Cに入ると、コイルスプリング26も油圧緩衝器1のピストンロッド7も伸ばされることになる。このとき、図9の場合には、コイルスプリング26が基準長しよりも長くなっていることから、そのばね力 $F_s$ は、図中、下方に向かって作用しており、油圧緩衝器1においてはピストンロッド7が伸張することから、その減衰力 $F_a$ は、図中、下方に向かって作用することになる。このため、前記両者 $F_s$ 及び $F_a$ の総和は大きくなり、車体22の上下加速度 $\alpha$ は、図8の場合に比べて大きくなる。

【0039】これに対して図10の場合には、コイルスプリング26と油圧緩衝器1のピストンロッド7が伸び始めると、可動板16が回転して第4の連通路13に長孔18の $a_2$ 点が臨み、第3の連通路12に長孔17の $a_1$ 点が臨むことになる。このため、油圧緩衝器1においては、ピストンロッド7の伸張時に極めて減衰力 $F_a$ が小さくなり、（図3中、 $A_2$ ）、車体22の変動はほとんどばね力 $F_s$ によって支配される。そのため、車体22の上下加速度 $\alpha$ はばね力 $F_s$ に基いて定まることになり、その値は、図8の場合と略等しくなり、且つ図9の場合よりも小さくなる。

【0040】(IV) 区間Dについて

区間Cから区間Dに入ると、車体22と車軸23との間隔が復元し始めることになり、コイルスプリング26も油圧緩衝器1のピストンロッド7も縮むことになる。このとき、コイルスプリング26が基準長しよりも長くなっていることから、そのばね力 $F_s$ は、図中、下方に向かって作用しており、油圧緩衝器1においてはピストンロッド7が短縮するに伴い、その減衰力 $F_a$ は、図中、上方に向

8

作用することになる。このように、ばね力 $F_s$ と減衰力 $F_a$ の方向が相反することから、図9、図10の場合においてはばね力 $F_s$ と減衰力 $F_a$ とは互いに打ち消し合おうとする。

【0041】しかし、図9の場合には、ばね力 $F_s$ を完全に打ち消す目的をもって減衰力 $F_a$ が設定されていないため、ばね力 $F_s$ と減衰力 $F_a$ との総和は大きくなり、車体22の上下加速度 $\alpha$ は大きくなる。

【0042】これに対して、図10の場合には、すでに区間Aのときにおいて、第3の連通路12に長孔17の $a_1$ 点が臨んでおり、このときのピストンロッド7の短縮時には減衰力 $F_a$ は極めて大きくなる（図3中、 $A_1$ ）。この減衰力 $F_a$ は区間Dにおけるばね力 $F_s$ に略等しくなるように調整され、減衰力 $F_a$ をばね力 $F_s$ に等しくするためにばね力 $F_s$ の変化に対応して可動板16は、図2中、反時計方向に若干回転する。このため、ばね力 $F_s$ と減衰力 $F_a$ との総和は、それぞれの方向が相反することから略完全に打ち消し合い、車体22の上下加速度 $\alpha$ は略零になる。

【0043】このように、区間A～Dを1サイクルとして車体22の上下加速度 $\alpha$ が極めて小さくされており、その上下加速度 $\alpha$ により乗員が不快感を感じることはなくなる。

【0044】以上、一実施例について説明したが、次のような態様とすることもできる。

【0045】①ばね力 $F_s$ を検出するために、コイルスプリング26の取付け部やスプリング自身のひずみを検出してもよい。

【0046】②ピストン速度（サスペンション速度）を検出するために、速度そのものを直接検出してもよい。

【0047】③重錘の慣性力を利用した加速度センサを用いて、車体22の上下加速度 $\alpha$ を検出し、その検出状態に応じて油圧緩衝器1の減衰力 $F_a$ を制御するようなフィードバック制御を行なってもよい。

【0048】④油圧緩衝器1の取り付け部におけるひずみ等を検出して、車体22の上下加速度 $\alpha$ を検出してもよい。

【0049】⑤スプリングは、減衰作用を有するリーフスプリング、エアスプリング等であってもよい。

【0050】

【発明の効果】以上詳述したように、本発明の油圧緩衝器は、シリンダ内の油液が伸び行程時と縮み行程時とで異なる連通路を流通するようにしたので、伸び側の減衰力特性と縮み側の減衰力特性とを互いに影響することなく自由に設定することができ、シャック機構で各々の連通路の通路面積を調整することによって、伸び側と縮み側とで異なる種類の減衰力特性を同時に選択することができる。その結果、伸び側がソフト特性で縮み側がハード特性、伸び側がハード特性で縮み側がソフト特性といったように伸び側と縮み側とで異なる種類の減衰力特性を自由に選択することができ、減衰力特性の選択範囲を

広げることができるという優れた効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例の正面の縦断面図である。

【図2】図1の装置のシャッタ機構を構成する可動板の平面図である。

【図3】図1の装置の減衰力特性を示す図である。

【図4】図1の油圧緩衝器を装着した車両の懸架装置を示す説明図である。

【図5】図4の装置の制御系統図である。

【図6】図4の車両の走行状態を示す説明図である。

【図7】コイルスプリング、油圧緩衝器および車体質量を示す模式図である。

【図8】コイルスプリングに依存した場合の車両の懸架装置の特性を示す図である。

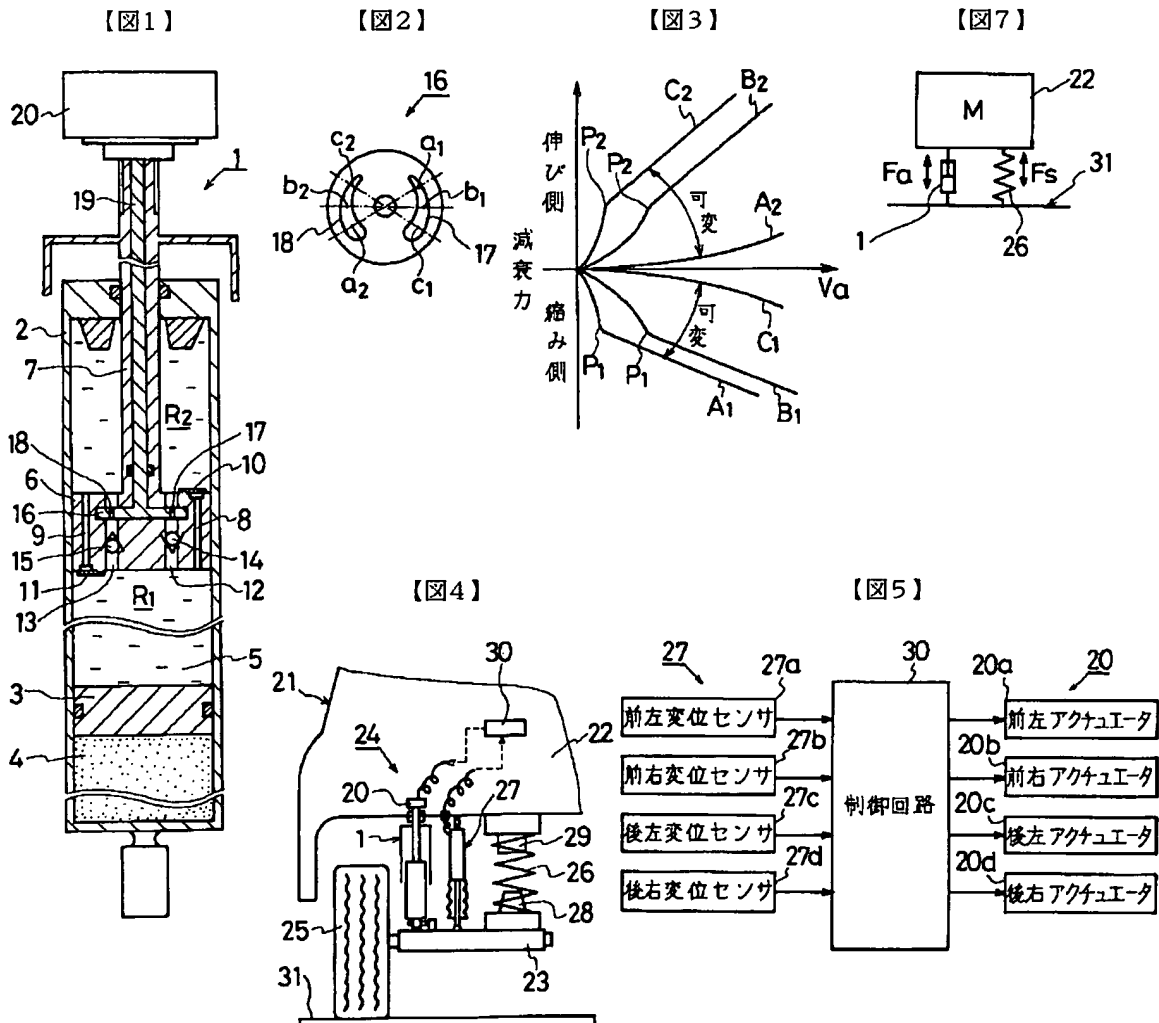
【図9】コイルスプリングと油圧緩衝器とを用いた従来

の車両の懸架装置の特性を示す図である。

【図10】図4の懸架装置の特性を示す図である。

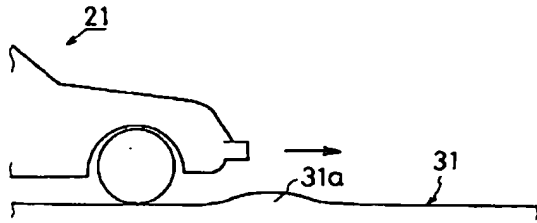
【符号の説明】

- 1 油圧緩衝器
- 2 シリンダ
- 6 ピストン（油界面成部材）
- 7 ピストンロッド
- 12 第3の連通路（連通路）
- 13 第4の連通路（連通路）
- 10 14,15 チェック弁
- 16 可動板（シャッタ機構）
- 29 アクチュエータ
- R<sub>1</sub> 下室
- R<sub>2</sub> 上室

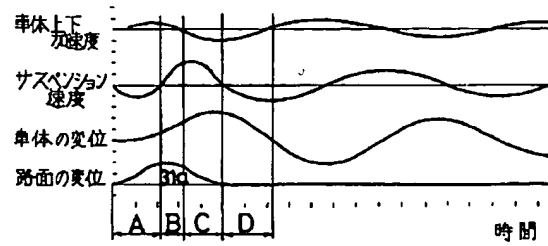




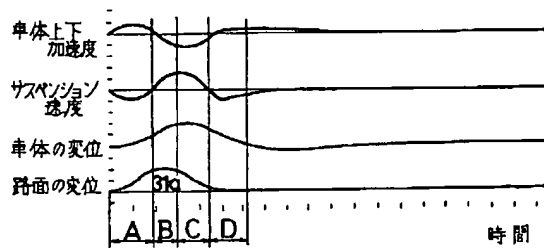
【図6】



【図8】



【図9】



【図10】

